



**Bu bir MMO
yayıdır**

MMO bu yayındaki ifadelerden, fikirlerden, toplantıda çıkan sonuçlardan, teknik bilgi ve basım hatalarından sorumlu değildir.

ÇİFT KADEMELİ ABSORBSİYONLU - BUHAR SİKİŞTİRMALİ KASKAD SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

**CANAN CİMŞİT
İLHAN TEKİN ÖZTÜRK
KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ**

ÇİFT KADEMELİ ABSORBSİYONLU- BUHAR SIKIŞTIRMALI KASKAD SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

Canan CİMŞİT
İlhan Tekin ÖZTÜRK

ÖZET

Buhar sıkıştırımlı çevrimlere alternatif olarak geliştirilen absorbsiyonlu soğutma çevrimleri düşük sıcaklıklara etkin soğutma yapamamaktadır. Absorbsiyonlu ve buhar sıkıştırımlı çevrimler kaskad çalıştırılacak şekilde birleştirildiğinde kompresörde tüketilen iş yaklaşık yarı yarıya azaltılabilmektedir fakat bunun yanı sıra düşük sıcaklıkta (80-150°C) ısı enerjisi kullanımı da gerektirmektedir. Düşük sıcaklıkta ısı kaynağı olarak güneş enerjisi, jeotermal enerji ve endüstriyel tesislerin atık ısıları rahatlıkla kullanılabilir. Çift kademeli absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde iki adet kaynatıcı(generator) kullanımı ile soğutma gücü artırılarak çevrimin soğutma tesir katsayısının (COP) iyileşmesi sağlanır. Bu çalışmada absorbsiyonlu-buhar sıkıştırımlı kaskad çevriminin performansını iyileştirmek için absorbsiyonlu kısmının çift kademeli olarak çalıştırılması tasarlanmıştır. Akışkan olarak absorbsiyonlu kısımda LiBr-H₂O ve buhar sıkıştırımlı kısımda da NH₃ ve R-134a soğutucu akışkan çiftlerinin kullanılacağı iki ayrı kaskad çevrimin termodinamik analizi ve tek kademeli absorbsiyonlu-buhar sıkıştırımlı kaskad çevrimi ile karşılaştırılması yapılmıştır. Analiz sonuçlarına göre çift kademeli absorbsiyonlu-buhar sıkıştırımlı kaskad çevrimlerinin tek kademeli kaskad soğutma çevrimine göre % 33 daha az ısı enerjisi ve tek kademeli buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimine göre de % 57 daha az elektrik enerjisine ihtiyaç olduğu görülmüştür.

Anahtar kelimeler: Soğutma, absorbsiyon, kaskad.

ABSTRACT

Absorption refrigeration cycles, the developed as an alternative to vapour-compression refrigeration cycle, are not effective at low temperatures. When the absorption and vapour compression cycles are combined as cascade the consumed compressor work can be reduced considerably but it requires the use of heat energy at low temperature (80-150°C). Solar energy, geothermal energy and industrial waste heat can easily be used as the heat source at low temperature. The double generator is used in the two-stage absorption cooling system because the coefficient performance of cycle (COP) is achieved by increasing cooling capacity. In this study, the absorption part has been designed to improve the performance of absorption-vapour compression cascade cycle as a two-stage. For the two-stage absorption-vapour compression cascade cycle working fluid used NH₃ and R-134a for vapour compression section and NH₃-H₂O for absorption section. The new cycles have been compared with single-stage absorption-vapour compression cascade cycle. The results show that the thermal energy in the two-stage cascade cycle is 33 % lower than the single-stage cascade refrigeration and the electrical energy consumption in the two-stage cascade cycle is 57 % lower than classical one stage vapour compression refrigeration cycle.

Key words: Refrigeration, absorption, cascade.

1.GİRİŞ VE AMAÇ

Klasik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkanların ozon tabakasına zararlı etkileri ve günümüzde yaşanan enerji darboğazı nedeniyle özellikle absorpsiyonlu soğutma sistemleri büyük önem kazanmıştır. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde güneş enerjisi, jeotermal enerji, atık ısı gibi temini ucuz olan enerji türlerini kullanabilmesi nedeniyle hem çevre koruması hem de enerji tasarrufu sağlanmaktadır.

Literatürde absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinin performansını inceleyen bir dizi çalışma sunulmuştur. Lee ve Sherif [1], ısıtma ve soğutma uygulamaları için LiBr-su akışkan çifti ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemine termodinamiğin birinci ve ikinci kanunun analizi yapmışlardır. Mehrabian ve Shahbeik [2], LiBr-su ile çalışan tek etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin tasarım ve termodinamik analizi için bilgisayar programı geliştirmişlerdir. Bu program bütün noktalardaki termodinamik özellikleri, sistemdeki bütün ısı değiştiricilerin tasarım bilgilerini ve toplam çevrim performansının hesaplanmasını sağlamaktadır. Kılıç ve Kaynaklı [3], tek etkili LiBr-su eriyiği ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemlerine termodinamiğin birinci ve ikinci kanun analizlerini uygulamışlardır. Sistemin performansını, sistemi oluşturan her bir elemanın ekserji kaybını ve sistemin toplam ekserji kaybını hesaplamak için ekserji metodunu temel alan matematiksel model oluşturmuşlardır. Gomri [4], tek etkili ve çift etkili absorpsiyonlu soğutma sistemlerini termodinamiğin birinci ve ikinci kanununa göre bir karşılaştırma çalışması yapmıştır. Çift etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin soğutma tesir katsayısının (COP) tek etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin performans katsayısının yaklaşık olarak 2 katı olduğunu fakat ekserji veriminin tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemine göre biraz yüksek olduğunu belirtmişlerdir. Solum vd. [5], LiBr-su akışkan çiftiyle çalışan bir çift etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamiksel büyüklüklerinin sistem performansına etkileri incelenmiştir. Sistem elemanlarının sıcaklık ve basınçları değiştirilerek, sistemin COP'si ölçülmüştür. Çalışmada, çevrimin analizi için EES adlı bir mühendislik programı kullanılmıştır. Herold vd. [6], soğutucu akışkan olarak LiBr-H₂O çiftini kullanarak buhar sıkıştırımlı-absorpsiyonlu hybrid çevrimin analizini incelemişlerdir. Absorpsiyonlu sisteminin performansını iyileştirmek için sistemde kompresör kullanılmıştır. Kompresörün düşük izotropik verimi ve yüksek maliyetinden dolayı bu analiz düşük ekonomik olarak sonuçlanmıştır.

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin performanslarını artırmak amacıyla klasik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerle birlikte tasarlanması ile ilgili literatürde çeşitli çalışmalar mevcuttur. Kairouani ve Nehdi [7], absorpsiyonlu-buhar sıkıştırımlı kaskad soğutma sisteminin absorpsiyonlu kısmında NH₃-H₂O akışkan çifti, buhar sıkıştırımlı kısmında ise üç farklı akışkan (R717, R22, R-134a) kullanan sistem için gerekli elektrik enerjisinin aynı çalışma koşullarında R717, R22 ve R-134a soğutucu akışkan kullanan buhar sıkıştırımlı sistemden %37-54 daha düşük olduğunu belirtmişlerdir. Cimşit ve Öztürk [8], kaskad soğutma sisteminin absorpsiyonlu kısmında daha önce çalışılan NH₃-H₂O akışkan çiftine alternatif olarak LiBr-H₂O çiftinin kullanılması buhar sıkıştırımlı kısmında ise farklı soğutucu akışkanlar (R-134a, R410A, NH₃) kullanılması durumlarının termodinamik analizini yapmıştır. Kaskad soğutma sistemleri aynı çalışma şartlarıdaki klasik buhar sıkıştırımlı sistemlerine göre aynı miktar soğutma elde edebilmek için kaskad sistemlerde % 48 ile %52 arasında değişen daha az elektrik enerjisine ihtiyaç duyulduğu görülmüştür. Cimşit vd. [9], kaskad soğutma sisteminin absorpsiyonlu kısmında LiBr-H₂O akışkan çiftinin buhar sıkıştırımlı kısmında ise NH₃, R-134a, R-410A ve CO₂ soğutucu akışkanlar kullanılması durumlarında sistemin farklı çalışma sıcaklıklarına göre birinci ve ikinci kanun analizleri yapılmıştır. Bu analizlere göre kaskad çevriminin yoğunlaştırıcı ve absorber sıcaklığı arttıkça çevrimin soğutma tesir katsayısı azalmakta buna karşılık kaynatıcı ve buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla da çevrimin soğutma tesir katsayısının artmakta olduğu tespit edilmiştir. Artan absorber, kaynatıcı ve kondenser sıcaklıklarında sistemin toplam tersinmezliklerinin artmakta olduğu bunun da ekserji verimlerini olumsuz yönde etkilediği görülmüştür.

Cimşit vd. [10], kaskad soğutma sisteminin termoeconomik yapılmıştır. Kaskad soğutma çevriminin en iyi çalışma koşullarının belirlenmesi için farklı sıcaklıklara göre optimizasyonu yapılmıştır. Bu kapsamda absorpsiyonlu-buhar sıkıştırımlı kaskad soğutma sisteminin termoeconomik analizi için sistemin ve sistem elemanlarının detaylı ekserji analizi, sistem elemanlarının yatırım maliyetinin hesabı, elemanların termodinamik değişkenler cinsinden yatırım maliyetlerinin açıklanması, ekserjiekonomi analizi ve enerjinin etkin kullanımı amacıyla sistemin optimizasyonu yapılmıştır.

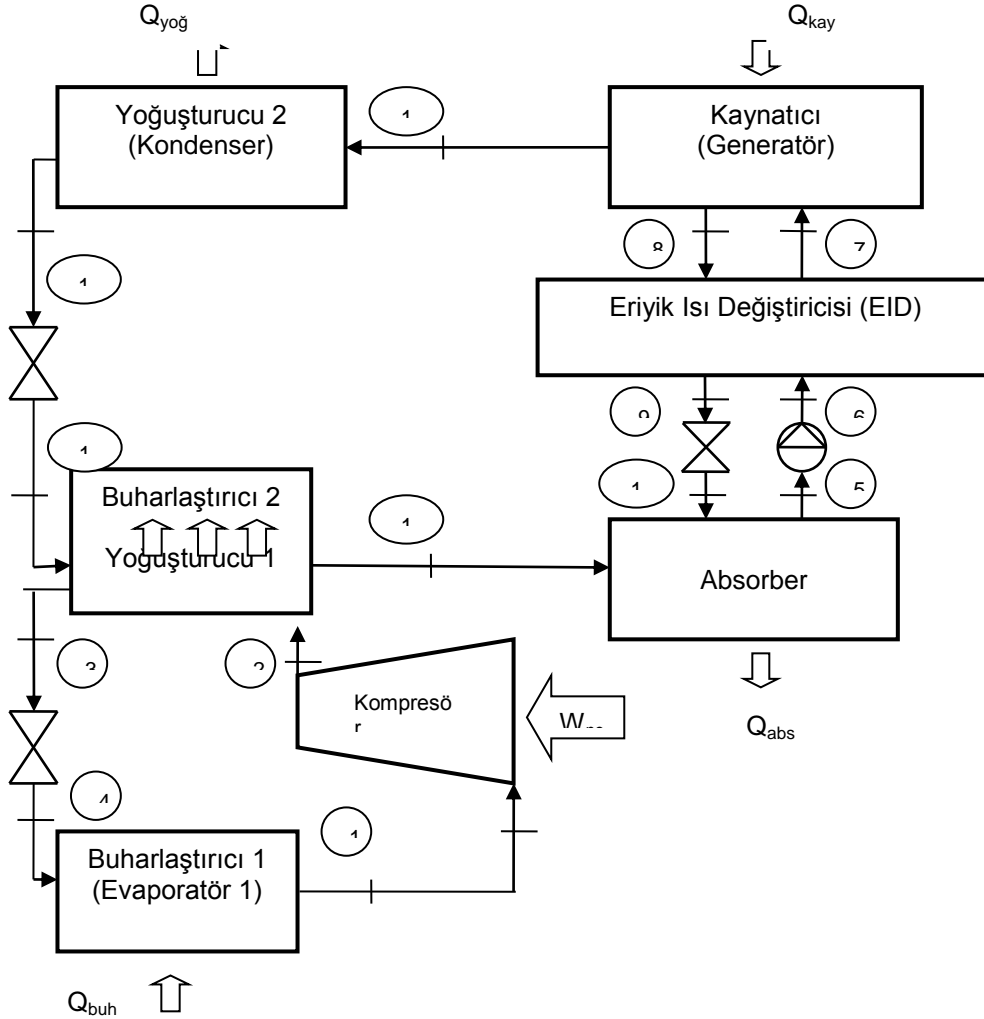
Bu çalışmada absorpsiyonlu-buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminin verimini artırmak için absorpsiyonlu kısmının çift kademeli olarak çalıştırılması tasarlanmıştır. Analizde çift kademeli absorpsiyonlu-buhar sıkıştırımlı (kaskad) soğutma sisteminin absorpsiyonlu kısmında LiBr-H₂O akışkan çifti kullanıldığı, buhar sıkıştırımlı kısmında ise R-134a ve NH₃ kullanıldığı kabul edilerek oluşturulan çevrimlerin ve tek kademeli absorpsiyonlu-buhar sıkıştırımlı kaskad çevrimlerinin termodinamiğin birinci kanununa göre analizleri yapılmış ve sonuçları karşılaştırılmıştır.

2. ÇEVİRİMLERİN ANALİZİ

Bu bölümde bu çalışmada analiz edilecek çevrimler tanıtarak, analizlerde yapılan kabuller ile kullanılan bağıntılar açıklanacaktır.

2.1. Tek Kademeli Absorpsiyonlu- Buhar Sıkıştırımlı Kaskad Soğutma Çevrimi

Tek kademeli absorpsiyonlu-buhar sıkıştırımlı (kaskad) soğutma sistemi için absorpsiyonlu kısmında akışkan çifti olarak LiBr-H₂O buhar sıkıştırımlı kısmında ise R-134a kullanıldığı kabul edilerek oluşturulan çevrim Şekil 1'de detaylı açıklanmıştır.

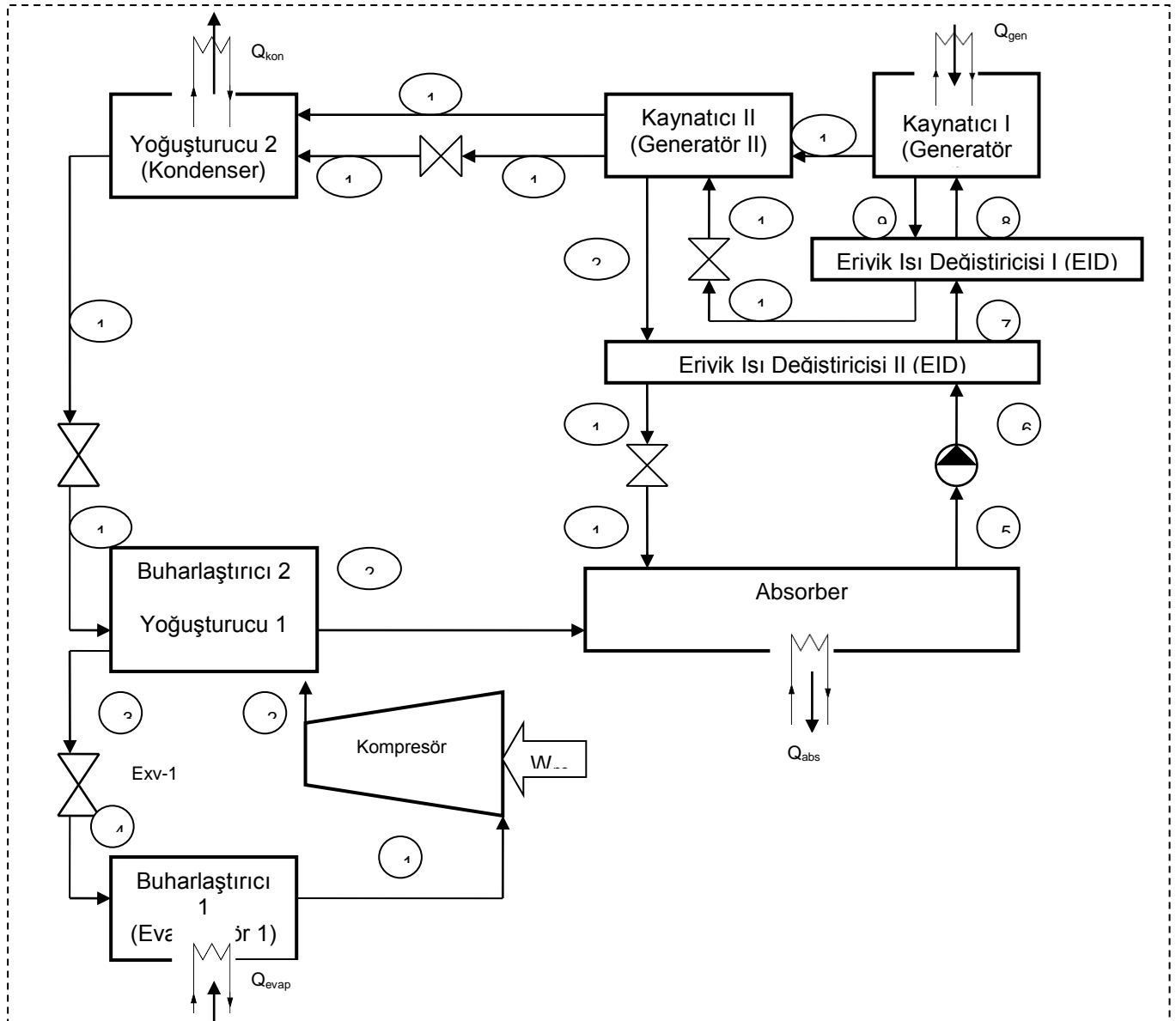


Şekil 1. Tek kademeli absorpsiyonlu-buhar sıkıştırımlı (kaskad) soğutma sistemi.

Absorberden çıkan LiBr bakımından fakir olan eriyik bir pompa aracılığı ile ısı değiştiricisinden geçerek kaynatıcıya(generator) gelir. Sıcak ve yüksek basınçtaki soğutucu akışkan kaynatıcıdan kondensere girer. Kaynatıcıda eriyikten soğutucu buharının ayrılmasıyla LiBr bakımından zenginleşen eriyik ısı değiştiricisinden geçerken fakir eriyiğe ısı vererek absorbere geri döner. Kondenserden doymuş sıvı olarak çıkan soğutucu akışkan kısılma vanası aracılığıyla buharlaştırıcı basıncına kadar genişletilir. Buharlaştırıcıda soğutucu akışkan buhar sıkıştırılmalı soğutma sisteminin kondenserinden aldığı ısıyla buharlaşarak absorbere girer. Buhar sıkıştırılmalı soğutma sisteminde ise soğutucu akışkan kompresörde yüksek basınca kadar sıkıştırılarak kondensere gönderilir. Kondenserde absorpsiyonlu soğutma sisteminin soğutucu akışkanına ısı vererek yoğuşan soğutucu akışkan, kısılma vanasında kısılarak buharlaştırıcıya girer. Buharlaştırıcıda soğutucu akışkan soğutulan ortamının ısını çekerek ortamı soğutur.

2.2. Çift Kademeli Absorpsiyonlu- Buhar Sıkıştırılmalı Kaskad Soğutma Çevrimi

Bu çalışma için tasarlanan çift kademeli absorpsiyonlu-buhar sıkıştırılmalı (kaskad) soğutma çevrimi için absorpsiyonlu kısmında akışkan çifti olarak LiBr-H₂O kullanıldığı, buhar sıkıştırılmalı kısmında ise R-134a kullanıldığı kabul edilmiştir. Böyle bir çevrimin genel şeması Şekil 2'de verilmiştir.



Şekil 2. Çift kademeli absorpsiyonlu-buhar sıkıştırılmalı (kaskad) soğutma sistemi

Çift kademeli absorpsiyonlu-buhar sıkıştırımlı (kaskad) soğutma sisteminin absorpsiyon kısmında LiBr-H₂O ve buhar sıkıştırımlı kısımda R-134a kullanılması durumu Şekil 2'de gösterilmiştir. Çift kademeli kaskad soğutma sisteminin absorpsiyon kısmının çalışma prensibi tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemiyle aynı olmakla beraber sistemde iki adet kaynatıcı (generatör) ve ısı değiştirgeci bulunmaktadır. Absorberden çıkan LiBr eriyiği sırasıyla ikinci eriyik ısı değiştirici, birinci ısı değiştirici, birinci kaynatıcı (generatör), birinci ısı değiştirici, ikinci kaynatıcı (generatör), ikinci eriyik ısı değiştiricisini dolaştıktan sonra tekrar absorbere girer. İkinci kaynatıcıdan ayrılan su kondensere girerek diğer su buharıyla birleşir. Kondenserden doymuş sıvı olarak çıkan soğutucu akışkan kısılma vanası aracılığıyla buharlaştırıcı basıncına kadar genişletilerek evaporatöre gelir. Evaporatörde soğutucu akışkan buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminin kondenserinden aldığı ısıyla buharlaşarak absorbere girer. Buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminin çalışması tek kademeli kaskad soğutma sistemiyle aynı olup Bölüm 2.1.'de bahsedilmiştir [5] ve [8].

Çevrimlerin termodinamik analizine temel oluşturacak aşağıda belirtilen birtakım kabuller yapılmıştır, bunlar:

1. Analiz sürekli rejim şartlarında yapılmıştır.
2. Generatör çıkışındaki akışkan doymuş buhar olup sıcaklığı, generatör sıcaklığındadır.
3. Kondenserden çıkan soğutucu akışkan, doymuş sıvı fazındadır.
4. Evaporatörden çıkan soğutucu akışkan, doymuş buhar fazındadır.
5. Absorberden çıkan eriyik, absorber basıncı ve sıcaklığında denge halindedir.
6. Generatörden çıkan eriyik, generatör sıcaklığı ve basıncında denge halindedir.
7. Sistemde bütün basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
8. Absorpsiyonlu sistemde pompanın tükettiği iş ihmal edilmiştir.

Ayrıca buhar sıkıştırımlı soğutma sistemindeki kompresörün izantropik $\eta_{is}=0.80$ alınmıştır.

Sistemde evaporatör, kondenser, absorber, iki jeneratör ve iki adet ısı değiştirgeci vardır. Sistem elemanları yüksek, orta ve düşük basınç seviyelerinde olmak üzere üç farklı basınç kategorisinde çalışacak şekilde gruplandırılabilirler. Birinci jeneratör yüksek basınçta, ikinci jeneratör ve kondenser orta basınçta, evaporatör ve absorber ise düşük basınçta çalışır. Birinci jeneratördeki yüksek basınç bir pompa vasıtasıyla sağlanmaktadır. İkinci jeneratör ve kondenser orta basıncı iki adet basınç düşürücü vana ile sağlanır. Absorberdeki düşük basınç bir basınç düşürücü vana ile evaporatör düşük basıncı ise bir kısılma vanası ile elde edilir [4].

Absorpsiyonlu soğutma sistemini oluşturan her bir eleman Sürekli Akışlı Sürekli Açık Sistem (SASA) olarak ele alınıp, her bir eleman için ayrı ayrı süreklilik denklemi ve Termodinamiğin I.Kanunu yazılarak ısı kapasiteleri bulunabilir [11] ve [12].

Genel kütle dengesi ve LiBr için kütle dengesi kararlı rejim şartlarında çalışma için aşağıdaki denklemlerle elde edilebilir.

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_\zeta \quad (1)$$

$$\sum \dot{m}_g .x_g - \sum \dot{m}_\zeta .x_\zeta = 0 \quad (2)$$

Termodinamiğin I.Kanunu; kinetik ve potansiyel enerjilerin ihmal edilmesi durumunda kararlı rejim için

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{H}_\zeta - \sum \dot{H}_g \quad (3)$$

Absorpsiyonlu soğutma sistemi cihaz kapasiteleri kondenser 2, absorber, kaynatıcı I, buharlaştırıcı 2 ve kaynatıcı II için aşağıda verilmiştir.

$$\dot{Q}_{kon.2} = \dot{m}_{16}.h_{16} + \dot{m}_{17}.h_{17} - \dot{m}_{18}.h_{18} \quad (4)$$

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{13}.h_{13} + \dot{m}_{20}.h_{20} - \dot{m}_5.h_5 \quad (5)$$

$$\dot{Q}_{kayI} = \dot{m}_{14}.h_{14} + \dot{m}_9.h_9 - \dot{m}_8.h_8 \quad (6)$$

$$\dot{Q}_{buh2} = \dot{m}_2.h_2 - \dot{m}_3.h_3 \quad (7)$$

$$\dot{Q}_{kayII} = \dot{m}_{21}.h_{21} + \dot{m}_{16}.h_{16} - \dot{m}_{11}.h_{11} \quad (8)$$

Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi cihazlarının kapasiteleri kompresör ve buharlaştırıcı 1 için aşağıda verilmiştir.

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}_1.(h_2 - h_1) \quad (9)$$

$$\dot{Q}_{buhI} = \dot{m}_1.(h_1 - h_4) \quad (10)$$

Kaskad sisteminin buhar sıkıştırımlı soğutma kısmının performans katsayısı ($COP_{buh.}$)

$$COP_{buh} = \dot{Q}_{buhI} / \dot{W}_{komp} \quad (11)$$

Kaskad sisteminin absorpsiyonlu kısmının soğutma tesir katsayısı ($COP_{abs.}$):

$$COP_{abs} = \dot{Q}_{buh2} / \dot{Q}_{kayI} \quad (12)$$

Kaskad sisteminin genel performans katsayısı ($COP_{\text{çevg.}}$)

$$COP_{\text{çevg}} = \dot{Q}_{buhI} / (\dot{W}_{komp} + \dot{Q}_{kayI}) \quad (13)$$

Soğutma çevrimlerinde kullanılan LiBr-H₂O eriyiği ilgili termodinamik özellikler [13] referansında verilen bağıntılar yardımıyla elde edilmiştir.

Şekil 2'de verilen örnek çevrimin (absorpsiyonlu kısmında LiBr-H₂O akışkan çifti kullanıldığı, buhar sıkıştırımlı kısmında ise R-134a kullanıldığı kabul edilen) bütün noktalarındaki sıcaklık, entalpi, kütlelel debi ve konsantrasyon değerleri Tablo 1'de verilmiştir. Tüm analizlerde birinci ve ikinci eriyik eşanjörü ısı değiştirgeci etkenlikleri sırasıyla $\epsilon_1 = 0,70$ ve $\epsilon_2 = 0,80$ olarak alınmıştır.

Analiz edilen çift kademeli absorpsiyonlu-buhar sıkıştırımlı (kaskad) soğutma çevriminin absorpsiyonlu kısmında LiBr-H₂O akışkan çifti kullanıldığı, buhar sıkıştırımlı kısmında ise R-134a ve NH₃ kullanıldığı kabul edilmiştir. Oluşturulan bu çift kademeli absorpsiyonlu-buhar sıkıştırımlı (kaskad) soğutma çevrimlerinin aynı çalışma koşullarındaki ($T_{buh} = -10^\circ\text{C}$ ve $T_{kon} = 40^\circ\text{C}$, soğutma yükü 50 kW) tek kademeli absorpsiyonlu-buhar sıkıştırımlı kaskad ve tek kademeli klasik buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi ile karşılaştırılması yapılmıştır. Analiz sonuçlarına göre sistem elemanlarının ısıl kapasite ve soğutma tesir katsayısı (STK) değerleri Tablo 2'de gösterilmiştir.

Tablo 2'den görüldüğü gibi çift kademeli absorpsiyonlu-buhar sıkıştırımlı (kaskad) soğutma çevrimlerinden (LiBr-H₂O/R-134a ve LiBr-H₂O/NH₃) buhar sıkıştırımlı kısmında R-134a kullanım durumunda kompresör işi NH₃ 'a göre biraz daha az olmaktadır.

Tablo 1. Şekil 2'de açıklanan çevrimin çeşitli noktalarındaki termodinamik özellikleri.

Akış No	T(°C)	P(kPa)	h (kJ/kg)	X(% LiBr)	\dot{m} (kg/s)
1	-10	200.52	391.32	-	0.290
2	22	472,76	413.18	-	0.290
3	14	472,76	218.92	-	0.290
4	-10	200.52	218.92	-	0.290
5	40	1.23	97.64	55	0.288
6	40	62.73	97.64	55	0.288
7	71	62.73	160.95	55	0.288
8	112	62.73	246.61	55	0.288
9	135	62.73	298.65	58	0.273
10	90.2	62.73	208.32	58	0.273
11	90.2	7.38	208.32	58	0.273
12	49	7.38	136.32	60	0.264
13	49	1.23	136.32	60	0.264
14	135	62.73	2727.2	-	0.015
15	87	62.73	364.30	-	0.015
16	85	7.38	2651.40	-	0.009
17	40	7.38	364.30	-	0.015
18	40	7.38	167.5	-	0.024
19	10	1.23	167.5	-	0.024
20	10	1.23	2518.90	-	0.024
21	85	7.38	205.38	60	0.264

Tablo 2. Düşünülen çevrimlerin sistem elemanlarının ısı kapasite ve soğutma tesir katsayıları değerlerinin karşılaştırılması.

	Çift kademeli kaskad soğutma sistemi (LiBr-H ₂ O/R-134a)	Çift kademeli kaskad soğutma sistemi (LiBr-H ₂ O/ NH ₃)	Tek kademeli kaskad soğutma sistemi (LiBr-H ₂ O/ NH ₃)	Tek kademeli klasik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi (NH ₃)
Q_{kay1} (kW)	51.42	51.42	76.59	-
Q_{kay2} (kW)	21.21	21.21	-	-
$Q_{abs.}$ (kW)	68.32	68.32	73.36	-
Q_{buh2} (kW)	56.34	56.03	56.02	-
Q_{kon2} (kW)	25.31	25.31	59.61	64.55
W_{komp} (kW)	6.34	6.29	6.29	14.55
Q_{buh1} (kW)	50	50	50	50
COP_{buh}	7.89	7.95	7.95	3.44
COP_{abs}	1.09	1.09	0.73	-
COP_{cevg}	0.87	0.87	0.60	-

Tablo 2'den çift kademeli absorpsiyonlu-buhar sıkıştırımlı (kaskad) soğutma çevrimleri aynı şartlarda aynı miktar soğutma elde edebilmek için gerekli olan kompresör işi tek kademeli buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimine göre % 57 daha az olduğu görülmektedir. Ancak çift kademeli kaskad soğutma çevriminin 51.42 kW kadar ısı enerjisi ile (güneş enerjisi, jeotermal veya atık ısı) beslenmesi gerekmektedir.

Çift kademeli kaskad soğutma çevriminin (LiBr-H₂O/NH₃) absorpsiyon kısmının performans katsayısı (COP_{abs}) tek kademeli kaskad soğutma çevriminin (LiBr-H₂O/NH₃) performans katsayısından yaklaşık % 33 daha fazladır. Ayrıca çift kademeli kaskad soğutma çevriminin (LiBr-H₂O/NH₃) COP_{cevg} değeri tek kademeli kaskad soğutma çevrimine (LiBr-H₂O/NH₃) göre % 31 daha fazla olduğu Tablo 2'den görülmektedir. Çift kademeli kaskad soğutma çevrimi ile alternatif enerji kaynaklarının ve atık



Isıların değerlendirilmesi sonucu klasik buhar sıkıştırımlı çevrimlere göre daha az elektrik enerjisi sarf edilerek düşük sıcaklıklara soğutma yapmak mümkün olabilmektedir.

3.SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin performansını artırmak için absorpsiyonlu ve klasik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemleri birlikte düşünülerek oluşturulan çift kademeli absorpsiyonlu-buhar sıkıştırımlı (kaskad) çevrimleri incelenmiştir. Çift kademeli absorpsiyonlu-buhar sıkıştırımlı (kaskad) çevrimleri karşılaştırma için esas alınan çevrim şartlarında tek kademeli kaskad soğutma çevrimine göre % 33 daha az ısı enerjisi ve tek kademeli buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimine göre de % 57 daha az elektrik enerjisi tüketimine ihtiyaç duyulmaktadır. Çift kademeli absorpsiyonlu-buhar sıkıştırımlı (kaskad) soğutma çevrimleriyle güneş enerjisi, jeotermal enerji ve atık ısıların değerlendirilmesi sonucu klasik buhar sıkıştırımlı çevrimlere göre daha az elektrik enerjisi tüketimi ve kullanılan akışkan çiftlerinin ozon tabakasına zarar vermemesiyle düşük sıcaklıklara daha etkin soğutma yapma imkânı bulunmaktadır. Ayrıca bu sistemlerin optimum çalışma şartlarının elde edilebilmesi için termoekonomik analizinin yapılması gerekmektedir.

4. SEMBOLLER

Semboller

EID	Eriyik Isı Değiştiricisi
h	Entalpi [kJ/kg]
\dot{m}	Kütleli debi [kg/s]
P	Basınç [kPa]
\dot{Q}	Isıl güç [kW]
COP	Soğutma tesir katsayısı
T	Sıcaklık [K]
x	Konsantrasyon
\dot{W}	Kompresör gücü [kW]

Alt indisler

abs	Absorber, absorpsiyon
buh	Buharlaştırıcı
çevg	Çevrim genel
ç	Çıkış
g	Giriş
kay	Kaynatıcı
komp	Kompresör
kon	Yoğuşturucu

5. KAYNAKLAR

- [1] LEE, S., SHERIF S.A., "Thermodynamic analysis of a lithium bromide/water absorption systems for cooling and heating applications", Int. Journal of Energy Research, 25, 1019-1031, 2001.
- [2] MEHRABIAN, M.A., SHANBEIK, A.E., "Thermodynamic modelling of a single-effect LiBr-H₂O absorption refrigeration cycle", Process Mechanical Engineering, 219, 261-273, 2005.



- [3] KILIÇ, M., KAYNAKLI, Ö., “Second law-based thermodynamic analysis of water lithium bromide absorption refrigeration system”, Energy, 2006.
- [4] GOMRI, R., “Second law comparison of single effect and double effect vapour absorption refrigeration systems”, Energy Conversion and Management, 50, 1279-1287, 2009.
- [5] SOLUM, C., KOÇ, İ., ALTUNTAŞ, Y., “Çift etkili LiBr-H₂O akışkanlı Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminde Termodinamiksel Büyüklüklerin Sistem Performansına Etkileri”, Havacılık ve Uzay Teknolojileri Dergisi, Cilt 5, Sayı 1, 19-26, Ocak 2011.
- [6] HEROLD, K.E., HOWE, L.A., RADERMACHER, R., “Analysis of a hybrid compression-absorption cycle using lithium bromide and water as the working fluid”, International Journal of Refrigeration 14 264-272, 1991.
- [7] KAIROUANI, L., NEHDI, E., “Cooling performance and energy saving of a compression-absorption refrigeration system assisted by geothermal energy”, Applied Thermal Engineering, 26, 288-294, 2006.
- [8] CİMŞİT, C., ÖZTÜRK, İ.T., “Analysis of compression-absorption cascade refrigeration cycles”, Appl. Therm. Eng. 40, 311-317, 2012.
- [9] CİMŞİT, C., ÖZTÜRK İ.T., HOŞÖZ, M., “Second Law Based Thermodynamic Analysis Of Compression-Absorption Cascade Refrigeration Cycles”, Journal of Thermal Science and Technology, 34 (2), 9-18, 2014.
- [10] CIMSIT, C., OZTURK, I., KINCAY, O., “Thermoeconomic optimization of LiBr/H₂O-R134a compression- absorption cascade refrigeration cycle”, Applied Thermal Engineering, Volume 76, Pages 105-115, July 2015.
- [11] YAMANKARADENİZ, R., HORUZ, İ., ÇOŞKUN, S., “Soğutma Tekniği ve Uygulamaları”, Vipaş A.Ş., Uludağ Üniversitesi Güçlendirme Vakfı, Bursa, 2002.
- [12] ÇENGEL, Y.A., BOLES, M.A., “Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, 2. Basım”, Derbentli, T., McGraw-Hill/Literatür:Yayıncılık, 1996.
- [13] KAITA, T., “Thermodynamic properties of lithium bromide-water solutions at high temperatures”, Int. J. Refrigeration, 24, 374-390, 2001.

ÖZGEÇMİŞ

Canan CİMŞİT

İlk, orta ve lise eğitimini Kocaeli tamamladı. Karadeniz Teknik Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden mezun oldu. Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü'nde yüksek lisansını tamamladı. Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı'ndan Doktora derecesini aldı. Halen Kocaeli Üniversitesi Gölcük Meslek Yüksekokulu'nda öğretim üyesi olarak çalışmaktadır.

İlhan Tekin ÖZTÜRK

Yıldız Üniversitesi Kocaeli Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden 1985 yılında mezun oldu. Yine aynı üniversitenin Fen Bilimleri Enstitüsü'nde 1987 yılında yüksek lisansını tamamladı. 1993 yılında Y.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı'ndan Doktora derecesini aldı. 1998 yılında Makina Mühendisliği Termodinamik Anabilim Dalı'ndan Doçent ve 2004 tarihinde yine aynı anabilim dalından Profesör unvanını aldı. 1987-1992 tarihleri arasında YTÜ Kocaeli Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde araştırma görevlisi olarak görev yaptı. 1993 tarihinden itibaren Kocaeli Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Termodinamik ve Isı Tekniği Anabilim Dalı'nda öğretim üyesi olarak görevine devam etmektedir. Evli ve bir çocuk babası olan ÖZTÜRK'ün uzmanlık alanları; Termodinamik, Ekserji Analizi, Termoekonomik Optimizasyon, Enerji Yönetimi, Bölgesel Isıtma, İklimlendirme, Soğutma ve Yalıtım olarak sıralanabilir. TMMOB Makine Mühendisleri Odası, Türk Isı Bilimi ve Tekniği Derneği ve Türk Tesisat Mühendisleri Derneği üyesidir.

